

SINERGI 2019, Volume 17 (2): 168-178

DOI : <http://dx.doi.org/10.31963/sinergi.v17i2.2079>

Desain dan Analisis Alat *Bending* V Sistem Hidro Pneumatik

Muhammad Jufri Dullah¹, Muhammad Arsyad Suyuti², Sudarman³, Mariam⁴, dan Muh azwar Arham⁵

^{1,2,3,4,5} Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Ujung Pandang, Makassar 90245, Indonesia

²muhammadarsyadsuyuti@poliupg.ac.id

Abstract: *The design of the pneumatic hydro system V bending tool serves as an alternative tool for bending plates replacing the manual bending method which is widely used in the industrial community, especially machining workshop workshops today. In this design the hydraulic jack bender is driven by a pneumatic cylinder so that the workload of the operator is lighter. As for the results of this design and analysis, a V bending tool with 750 mm frame height, 650 mm frame width, 150 mm hydraulic stroke length, and 5 mm diameter spring pull wire are obtained. In addition, the punch angle is 85o and the punch radius is 1.5 mm while the die angle is 85o, the width of the V die is 33 mm and the bending line capacity is 300 mm. The punch and die material chosen is steel AISI 1045.*

Keywords: *V-Bending, Hydro-pneumatic.*

Abstrak: Desain alat *bending* V sistem hidro pneumatik ini berfungsi sebagai alat bantu alternatif untuk menekuk pelat menggantikan cara penekukan manual yang banyak digunakan pada masyarakat industri khususnya bengkel-bengkel pabrikan permesinan saat ini. Dalam desain ini sumber beban penekuk dongkrak hidrolik yang digerakkan oleh silinder pneumatik agar beban kerja operator lebih ringan. Adapun hasil desain dan analisis ini didapatkan satu model alat bending V dengan spesifikasi ukuran tinggi rangka 750 mm, lebar rangka 650 mm, panjang langkah hidrolik 150 mm dan diameter kawat pegas tarik 5 mm. Selain itu sudut *punch* penekan 85° dan radius *punch* 1,5 mm sedangkan sudut *dies* 85°, lebar bukaan V *die* 33 mm dan kapasitas garis *bending die* 300 mm. Material *punch* dan *die* yang dipilih yaitu steel AISI 1045.

Kata Kunci: Bending V, Hidro Pneumatik.

I. PENDAHULUAN

Perkembangan ilmu pengetahuan dan teknologi saat ini mengalami kemajuan yang sangat cepat dengan masuknya era revolusi 4.0. Kemajuan teknologi ini tidak terlepas dari dukungan dunia industri manufaktur mulai industri skala kecil sampai industri skala besar.

Salah satu proses pembentukan logam (*metal forming*) pada industri yang sangat berkembang saat ini pekerjaan *bending* pelat logam. Fenomena perkembangan penekukan pelat ini terjadi pada industri khususnya pada bengkel-bengkel perawatan dan pabrikan alat-alat pertanian dan rumah tangga yang tersebar hampir di seluruh tanah air sampai ke pelosok-pelosok pedesaan. Kondisi ini terjadi karena banyaknya kebutuhan masyarakat untuk pembuatan, perawatan dan perbaikan berbagai jenis peralatan mekanisasi pertanian dan kebutuhan peralatan-peralatan rumah tangga seperti pembuatan dan perbaikan mesin-mesin pertanian, pagar, kanopi pintu besi, rak besi, meja, kursi, part otomotif, dan lain-lain. *Bending* dapat didefinisikan sebagai pembentukan lembaran logam besi maupun non besi dengan cara ditebuk, pada saat proses bending berlangsung maka terjadi pemuluran dan peregangan pada daerah bidang netral sepanjang garis beding sehingga menghasilkan garis bending lurus.

Karena pada bengkel-bengkel pabrikan permesinan dan masih banyak mengerjakan pembendingan dengan cara manual seperti memakai palu dan alas dari landasan besi sehingga waktu pembendingan sangat lama dan kualitas hasil *bending* yang kurang baik karena sering terjadi robek/cacat, tidak presisi, dan tampilan permukaan kasar.

II. METODOLOGI PENELITIAN

Desain alat tekuk ini dilaksanakan selama tiga bulan di laboratorium CAD CAM Politeknik Negeri Ujung Pandang menggunakan komputer yang telah terinstal *Autodesk Fusion 360*. Adapun

bahan-bahan yang rencana digunakan dalam desain ini antara lain : besi pejal St. 37, kuningan, silinder pneumatik, dongkrak hidrolik, pegas tarik, nilon, poros *stainless steel*, besi profil U, besi kotak pejal St.42, dan pelat baja. Terdapat beberapa tahapan yang dilakukan pada desain alat tekuk ini untuk mendapatkan hasil desain yang baik antara lain:

Pertama yaitu tahap perancangan konsep desain. Pada tahap perancangan konsep desain ini terlebih dahulu buat konsep model alat *bending* V yang terdiri dari 3 sub rakitan yaitu konstruksi rangka, *punch* dan *die* pembentuk dan sistem penggerak hidro pneumatik. Berdasarkan konsep model alat tekuk yang dipilih maka dibuat gambar setiap komponen sesuai dengan gambar teknik standar ISO. Gambar konsep desain ini dibuat dengan menggunakan software autodesk fusion 360.

Kedua yaitu tahapan perakitan. Pada tahap ini komponen-komponen yang telah didesain pada *software autodesk fusion 360* kemudian dirakit menjadi final desain alat bending V brake. Perakitan komponen-komponen yang telah digambar dirakit sesuai dengan sub rakitan konsep desain alat tekuk yang telah dirancang.

Terakhir yaitu tahapan perhitungan dan analisis konstruksi. Pada tahap ini dilakukan perhitungan teoritis menggunakan rumus-rumus terkait untuk menghitung kekuatan konstruksi pada bagian yang kritis. Selain itu membuat analisis kekuatan material dengan menggunakan *software Autodesk fusion 360*.

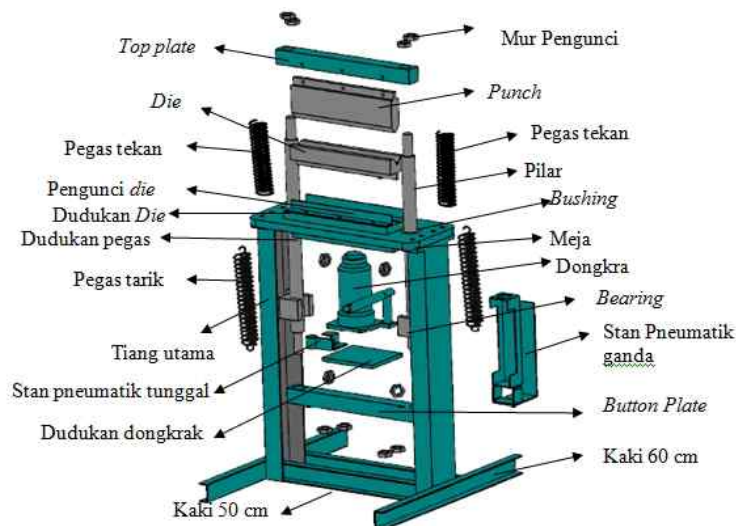
III. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Hasil Desain Alat Bending V

Desain dan analisis alat *Bending* pelat V dengan Sistem Hidro Pneumatik ini dibuat untuk menggantikan pembendungan peat secara manual. Desain ini terdiri dari tiga sub rakitan yakni sub rakitan rangka, sub rakitan *press tool* dan sub rakitan sistem penggerak dan otomasi.

3.1.1. Konsep Desain Konstruksi Alat Bending

Hasil desain alat *bending portable* dengan sistem dongkrak hidro pneumatik dapat dilihat pada gambar 1 berikut ini :



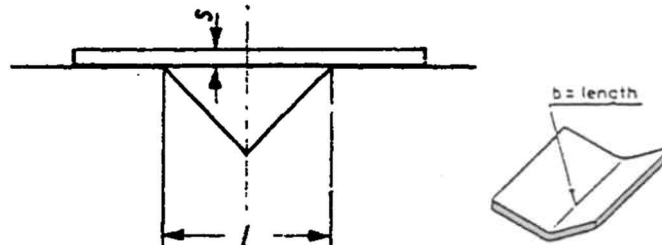
Gambar 1. Konsep Rancangan Alat Bending V

3.1.2. Perhitungan Konstruksi Alat Bending V

Dalam konsep rancangan pada gambar 1 terdapat beberapa komponen-komponen yang memiliki peran penting pada saat proses *bending* pelat berbentuk V dilakukan. Oleh karena itu dalam desain ini diperlukan analisis kekuatan konstruksi dan pemilihan material yang tepat dalam pembuatan komponen. Berikut ini dilakukan beberapa analisa melalui perhitungan teoritis terhadap komponen-komponen yang dianggap kritis pada saat alat bending bekerja:

1. Gaya Pada Pelat Yang Dibengkokkan

Alat tekuk ini didesain untuk penekukan jenis material pelat baja karbon rendah dengan ketebalan maksimum 3 mm dengan panjang garis bending 300 mm. Adapun lebar bukaan *die* alat bending (l) = 60 mm. Gaya tekan pelat yang dikekuk dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut ini.



Gambar 2. Parameter Pelat yang akan Dibengkokkan

Sehingga gaya tekuk maksimum yang direncanakan pada alat ini dengan jenis material yang akan ditekuk adalah baja karbon rendah dengan kekuatan tarik (σ_t) sebesar 370 N/mm² dapat dihitung sebagai berikut:

$$F = \frac{2 \cdot b \cdot s^2 \cdot R_m}{3 \cdot l} = \frac{0,67 \cdot b \cdot s^2 \cdot R_m}{l} \text{ (N)}$$

F = Gaya tekuk (N)

b = Panjang garis tekukan (mm)

s = Tebal pelat (mm)

R_m = Tegangan bengkok bahan (N/mm²)

l = Lebar alur 'V' (mm)

Dimana tegangan bengkok (R_m) = 0,8 σ_t = 296 N/mm².

$$F = \frac{0,7 \times 3 \text{ m} \times 3^2 \text{ m}^2 \times 296 \text{ N/mm}^2}{60 \text{ mm}}$$

$$F = 9.324 \text{ N}$$

$$F = 950,458 \text{ kg}$$

$$F = 0.95 \text{ Ton}$$

2. Perhitungan Massa Komponen Pada Sistem Kerja Pegas

Komponen yang dihitung merupakan komponen *die set* yang menjadi beban pegas, yakni *top plate*, *punch*, *button plate*, *bearing*, pilar, dudukan dongkrak, hidrolik, fluida oli hidrolik dan *ring*. Untuk menentukan massa setiap komponen maka digunakan persamaan:

$$W = V \times \rho$$

W = massa material (kg)

V = volume material (mm³)

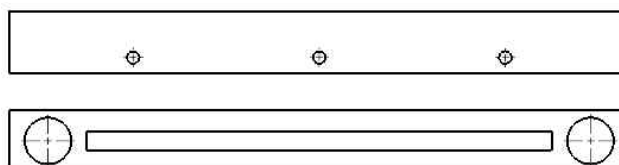
ρ = massa jenis material (kg/mm³)

Dimana: massa jenis baja karbon (ρ) = 7860 kg/m³ = 0.00000786 kg/mm³

a. Perhitungan Massa Komponen

Untuk mengetahui beban total pegas maka ada beberapa komponen yang perlu diketahui massanya sebagai berikut :

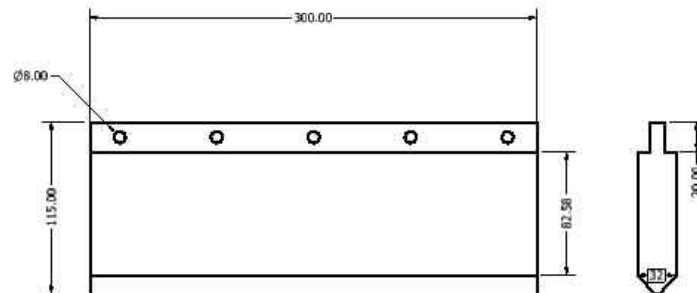
1. Massa *top plate*



Gambar 3. *Top plate*.

Berdasarkan gambar diatas, massa *top plate* dapat dihitung dengan volume bidang persegi ($V_I = p \times l \times t$) dikurang volume lubang baut ($V_{II} = \pi r^2 t$), volume lubang poros ($V_{III} = \pi r^2 t$) dan volume alur ($V_{IV} = p \times l \times t$). Sehingga volume total ($V_{total} = V_I - V_{II} - V_{III} - V_{IV} = 616.851 \text{ mm}^3$). Maka massa *top plate* ($W = V \times \rho = 4,848 \text{ kg}$).

2. Massa *Punch*



Gambar 4. *Punch V*.

Berdasarkan dimensi pada gambar di atas, maka volume *punch* dapat dihitung dengan mengurangi volume pada persegi punch ($V_I = p \times l \times t = 72.000 \text{ mm}^3$) dengan volume sejumlah lingkaran lubang ($V_{II} = \pi r^2 t = 1.808,64 \text{ mm}^3$), ditambah volume persegi ($V_{III} = p \times l \times t = 792.768 \text{ mm}^3$) dan volume segitiga ($V_{IV} = L_a \times t = 59.616 \text{ mm}^3$). sehingga total volume punch adalah $V_{total} = V_I - V_{II} + V_{III} + V_{IV} = 922.575,36 \text{ mm}^3$. Maka besar massa *punch* ($W = 7,252 \text{ kg}$).

3. Massa *bottom plate*



Gambar 5. *Bottom plate*.

Berdasarkan gambar diatas, massa *bottom plate* dapat dihitung dengan volume bidang persegi ($V_I = p \times l \times t$) dikurang volume lubang Poros. Sehingga volume total ($V_{total} = V_I - V_{II} = 694,880 \text{ mm}^3$). Maka massa *top plate* ($W = V \times \rho = 5,462 \text{ kg}$).

4. Massa *pilar*



Gambar 6. *pilar*

Berdasarkan gambar diatas, massa *pilar* dapat dihitung dengan volume bidang pejal besar ($V_I = \pi r^2 t = 1426.035,2 \text{ mm}^3$) ditambah bidang pejal kecil ($V_{II} = \pi r^2 t = 56.520 \text{ mm}^3$). Sehingga volume total ($V_{total} = V_I + V_{II} = 402.555,2 \text{ mm}^3$). Karena bahan pilar adalah *stainless steel* Maka massa *pilar* ($W = V \times \rho = 7,219 \text{ kg}$).

5. Massa pelat dudukan hidrolik

Pelat dudukan hidrolik merupakan bidang persegi dengan volume bidang ($V_I = p \times l \times t = 225.000 \text{ mm}^3$). Maka massa pelat dudukan hidrolik ($W = V \times \rho = 1,769 \text{ kg}$).

6. Massa hidrolik

Pelat dudukan hidrolik merupakan bidang pejal dengan volume bidang ($V = \pi r^2 t = 213.520 \text{ mm}^3$). Maka massa pelat dudukan hidrolik ($W = V \times \rho = 1.678 \text{ kg}$).

7. Massa fluida oli hidrolik

Pelat dudukan hidrolik merupakan bidang pejal dengan volume bidang ($V = \pi r^2 t = 706.500 \text{ mm}^3$). Massa jenis dari oli adalah $0,000000088 \text{ kg/mm}^3$, sehingga massa hidrolik ($W = V \times \rho = 0,062 \text{ kg}$).

Dari perhitungan beban komponen-komponen tersebut, maka total beban yang diterima oleh pegas adalah:

$$W_{t_i} = W_{t_i \text{ p}} + W_{p \text{ h}} + W_{b \text{ p}} + W_P + W_D \text{ p} + W_{h_{ic}} + W_{h_{ic}}$$

$$W_{ti} = 28,228 \text{ kg}$$

3. Perhitungan Beban Pegas Tarik Dan Pegas Tekan

1. Kekuatan Pegas Tekan Dalam Menerima Beban

Jumlah lilitan pegas untuk menahan beban adalah 37. Diameter kawat pegas 5 mm dan diameter pegas 40 mm. Untuk menghitung beban pada pegas digunakan persamaan:

$$W = \frac{\delta \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}$$

Berdasarkan rumus diatas, maka untuk menentukan beban pegas dilakukan perhitungan beban yang mampu ditahan oleh pegas sebagai berikut:

$$W = \frac{140 \times 83 \times 10^3 \times 5^4}{8 \times 40^3 \times 37} = 383,4 \text{ N}$$

Karena alat *bending* plat menggunakan 2 pegas maka secara teoritis beban yang diterima pegas sebesar 766,8 N.

2. Kekuatan Pegas Tekan Dalam Menerima Beban

Untuk mengetahui kemampuan pegas tekan dalam mengembalikan beban *top plate* dan *punch* setelah melakukan proses penekukan digunakan persamaan sebagai berikut (Suyuti dkk., 2019):

$$W = \frac{\delta \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}$$

Diameter pegas (D) sebesar 40 mm dan diameter kawat pegas (d) sebesar 4 mm, serta modulus geser (G) = 83×10^3 N/mm. Maka kekuatan pegas dalam menerima beban adalah:

$$W = \frac{(110 - 100) \times 83 \times 10^3 \times 4^4}{8 \times 40^3 \times 9} \quad W = 46.111 \text{ N}$$

Karena alat *bending* plat menggunakan 2 pegas maka secara teoritis beban yang diterima pegas sebesar 92,222 N.

Jumlah beban yang dapat diterima pegas secara keseluruhan adalah jumlah beban yang dapat diterima pegas tarik (766,8 N) ditambah dengan beban yang dapat diterima pegas tekan (92,222 N) yaitu 859,202 N atau 85,92 kg.

Jadi secara teori berdasarkan hasil perhitungan total beban terbesar (28,228 Kg) yang diterima pegas, maka pegas tekan dan pegas tarik yang digunakan aman karena beban yang dapat diterima pegas yaitu lebih besar dari pada total beban komponen (W_{tot}).

3. Perhitungan Kebutuhan Gaya Bending

Dalam rancang bangun alat *bending* pelat ini harus mengetahui kapasitas maksimum beban yang diberikan kepada pelat yang akan ditekuk. Untuk menghitung kapasitas maksimum terlebih dahulu mengetahui kebutuhan gaya hidrolik yang digunakan.

Untuk menghitung kebutuhan gaya hidrolik yang digunakan dapat menggunakan persamaan berikut :

$$\begin{aligned} F_{total} &= F_{bending} + W_{Pegas} - W_{Punch} \\ F_{total} &= 9.324 \text{ N} + 859 \text{ N} - 72,52 \text{ N} \\ &= 10.110,48 \text{ N} \\ &= 10,1 \text{ Ton} \end{aligned}$$

Jadi, kebutuhan gaya hidrolik yang digunakan adalah 10,1 ton. Umumnya dipasaran gaya hidrolik yang tersedia 5, 10, 15, 20 dan 50 ton sehingga kami memilih hidrolik dengan gaya hidrolik 20 ton agar aman saat menekuk pelat.

4. Perhitungan Baut Pengikat

Baut yang dipakai pada alat *bending* ini adalah baut dengan kekuatan tarik 420 N/mm^2 . Tegangan yang terjadi pada baut pengikat adalah tegangan akibat dorongan hidrolik dimana baut menerima beban geser tarik. Untuk menghitung diameter inti baut digunakan persamaan :

$$\tau = \frac{F}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot (d^2) \cdot n}$$

Dimana : F = T (Gaya / beban yang diterima baut)

Pada perhitungan gaya F diasumsikan sebagai gaya geser yang arahnya vertikal dengan beban vertikal.

Secara teoritis untuk mengetahui kekuatan baut yang tepat untuk digunakan maka harus diketahui diameter baut sebagai mana diketahui tegangan tarik ijin baut ($\bar{\sigma}_t = \frac{\sigma^l}{V}$) = 84 N/mm², tegangan geser ijin $\bar{\tau}_g = 42$ N/mm², dari tegangan geser ijin diketahui gaya (F = $\bar{\tau}_g \times A$) = 4.435,2 N. Maka dapat dihitung diameter baut :

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{4.435,2}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (d^2) \cdot 4} \\ d_1 &= \sqrt{33,6} \\ d_1 &= 5,7 \text{ mm} \times 3 \text{ (faktor keamanan)} \\ &= 17,1 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dengan demikian baut yang digunakan dengan diameter 17,1 mm tidak ada dipasaran sehingga kami menggunakan baut standar M 20 dengan diameter inti 18,376 mm.

5. Perhitungan Sistem Pneumatik

1. Pemilihan Power Supply

Pemilihan besar tegangan dari *power supply* harus sesuai dengan besar arus dan tegangan dari solenoid *valve* yang digunakan.

Tegangan total pada rangkaian parallel adalah sama besar dengan masing-masing komponen. dapat di hitung dengan persamaan berikut ini.

$$V_{\text{total}} = V_1 = V_2$$

Dimana V adalah besar tegangan yang akan digunakan untuk menggerakkan solenoid *valve* dimana tegangan solenoid *valve* sebesar 24 V. Sehingga $V_{\text{total}} = 24V$ dan tegangan yang dibutuhkan sebesar 24 V. Sedangkan untuk menentukan besar arus yang mengalir pada rangkaian dapat digunakan persamaan $I = I_1 + I_2$. Dimana I adalah besarnya arus yang mengalir pada setiap komponen, adapun komponen-komponen tersebut adalah solenoid *valve* dengan arus sebesar 1A sebanyak 2 buah. Sehingga persamaannya $I = 1A + 1A = 2A$ yang berarti arus yang mengalir pada komponen sebesar 2A. Dengan demikian *power supply* yang digunakan adalah *power supply* dengan tegangan 24V.

2. Perhitungan Gaya Piston Selinder Pneumatik

Gaya piston dari selinder pneumatik dapat ditentukan dengan persamaan berikut ini

Langkah Maju :

$$F = D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \rho$$

langkah mundur :

$$F = (D^2 - d^2) \cdot \frac{\pi}{4} \rho$$

1. Pneumatik Tuas

Tuas hidrolik digerakkan pneumatic dengan diameter piston (D) = 0,035 m, diameter batang piston (d) = 0,016 m, tekanan kerja(p) = 800000 Pa. Sehingga diperoleh langkah maju :

$$F = 0,035^2 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 800000 = 796,3 \quad \text{N} \quad \text{dan} \quad \text{langkah} \quad \text{mundur} \quad :$$

$$F = (0,035^2 - 0,016^2) \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 800000 = 226,708 \text{ N}$$

2. Pneumatik Pengunci

Tuas pengunci dongkrak hidrolik menggunakan silinder pneumatik dengan diameter piston (D) = 0,016 m, diameter batang piston (d) = 0,01 m, tekanan kerja (p) = 800000 Pa. Sehingga diperoleh

Langkah Maju : $F = 0,016^2 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 800000 = 160,765 \text{ N}$ dan Langkah mundur :

$$F = (0,016^2 - 0,01^2) \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 800000 = 22.602 \text{ N}$$

6. Perhitungan Kekuatan Pengelasan

Pada alat *bending* memiliki titik dengan sambungan pengelasan kritis yaitu pada stan pegas dimana untuk mengetahui gaya yang diterima pada bagian tersebut yaitu sebagai berikut :

$$\tau_g = \frac{F}{0,8 \cdot T \cdot L \cdot N}$$

Tegangan geser yang diizinkan ($\tau_g = 0,5 \times \sigma_t$) = 34,5 N/mm², tebal pengelasan (T) = 5 mm, lebar pengelasan (L) = 8 mm, Faktor keamanan (N) = 4, Gaya (F = 2 . T . L . τ_g) = 2760 N. Maka tegangan geser yang terjadi pada stan pegas adalah :

$$\tau_g = \frac{2}{0,8 \cdot 5 \cdot 8 \cdot 4} = 21,5625 \text{ N/mm}^2$$

3.2. Simulasi Material *Punch* Dan *die*

Sub rakitan pembentuk (*punch* dan *die*) merupakan salah satu sub rakitan yang sangat penting dianalisis jenis material yang digunakan agar diperoleh hasil rancangan yang kuat dan *safety*. Dalam desain ini material *punch* dan *die* yang digunakan adalah *steel* AISI 1045 75 QT seperti terlihat pada gambar berikut ini:

Materials

Component	Material	Safety Factor
Dies v1:1	Steel AISI 1045 390 QT	Yield Strength
Plat 3 mm v0:1	Steel, Mild	Yield Strength
PUNCH v2:1	Steel AISI 1045 390 QT	Yield Strength

Steel, Mild

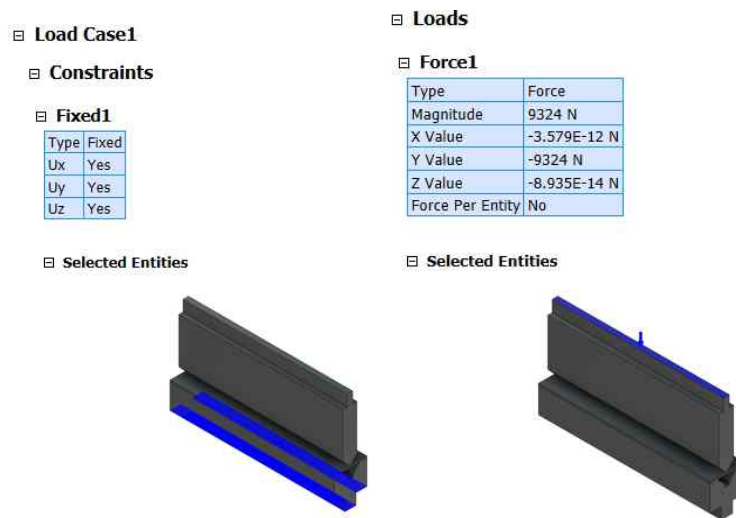
Density	7.85E-06 kg / mm ³
Young's Modulus	220000 MPa
Poisson's Ratio	0.275
Yield Strength	207 MPa
Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Thermal Conductivity	0.045 W / (mm C)
Thermal Expansion Coefficient	1.2E-05 / C
Specific Heat	480 J / (kg C)

Steel AISI 1045 390 QT

Density	7.85E-06 kg / mm ³
Young's Modulus	207000 MPa
Poisson's Ratio	0.33
Yield Strength	1274 MPa
Ultimate Tensile Strength	1343 MPa
Thermal Conductivity	0.0498 W / (mm C)
Thermal Expansion Coefficient	1.15E-05 / C
Specific Heat	486 J / (kg C)

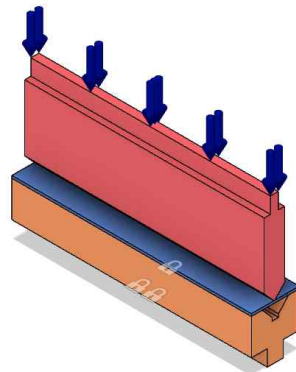
Gambar 7. Studi jenis material komponen *punch* dan *die* yang digunakan.

Dalam simulasi ini beban proses penekukan yang dipakai adalah berdasarkan dengan hasil perhitungan gaya tekuk secara teoritis yaitu sebesar 9324 N dengan model pembebanan ditunjukkan pada gambar berikut ini:



Gambar8. Beban yang terjadi pada proses penekukan

Untuk mengetahui material yang dipilih, layak atau tidak digunakan sebagai komponen *punch* dan *die* maka dianalisis melalui simulasi *static stress* pada *software autodesk fusion 360* seperti berikut ini:

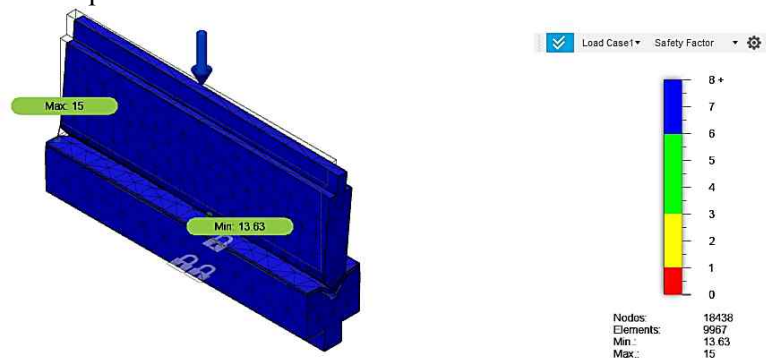
Gambar 9. Struktur beban pada *study static stress* punch dan die

Gambar diatas merupakan posisi pelat yang akan dibending terletak pada *die* dan diberi beban melalui *punch* pembentuk.

Simulasi ini dapat menganalisis *safety factor*, *stress*, *displacement*, *reaction force*, *strain* dan *contact pressure*. Adapun hasil analisis dapat dilihat pada uraian berikut ini:

- *Safety factor* (SF)

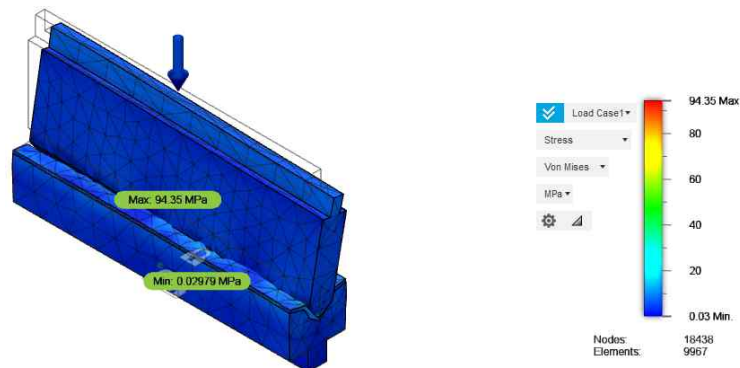
SF merupakan nilai perbandingan antara *yield stress* dan *working stress*. Gambar ..berikut ini merupakan hasil simulasi

Gambar 10. Hasil analisis *safety factor*

Hasil analisis SF pada simulasi ini menunjukkan bahwa nilai SF yang diperoleh antara 13 s.d 15. Nilai SF tersebut menunjukkan bahwa material *punch* dan *die* yang dipilih kuat dan aman untuk digunakan.

- *Stress*

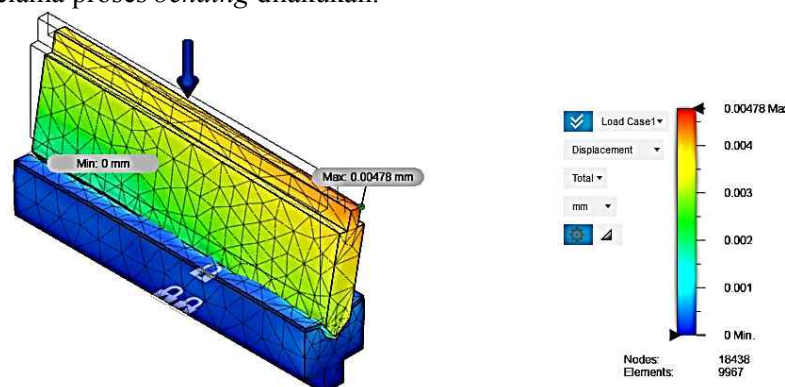
Hasil simulasi desain pada gambar 11 dibawah ini diketahui bahwa dengan beban tekan sebesar 9324 N untuk membending pelat ketebalan 3 mm melalui *punch* pembentuk maka material *punch* dan diemenerima *push stress* sebesar antara 0.029 s.d 94.35 MPa Sedangkan material *punch* dan *die* yang dipilih yaitu Steel AISI 1045 dengan *tensile strength* sebesar 671 MPa. Sehingga material *punch* dan *die* yang dipilih aman dari dari kerusakan akibat gaya tekan yang diterima pelat logam saat proses *bending*.



Gambar 11. *Stress* yang terjadi saat proses *bending*.

- *Displacement*

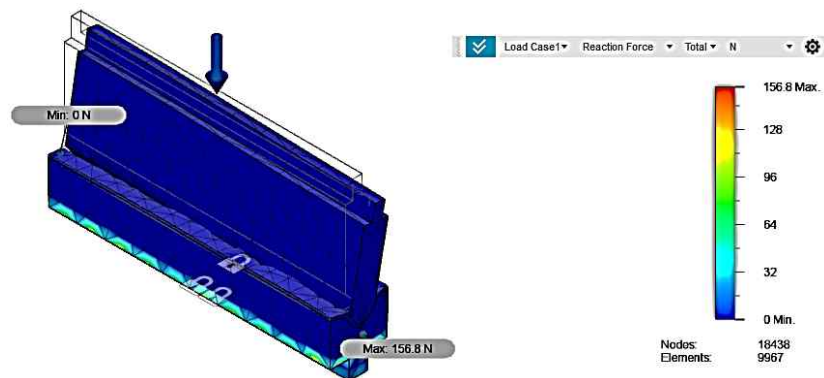
Sedangkan *displacement* yang mungkin terjadi pada saat menerima beban 9324 N sangat kecil antara 0 s.d 0.00478 mm seperti yang ditunjukkan pada hasil simulasi gambar 12 dibawah ini. Dengan *displacement* tersebut maka deformasi plastis yang mungkin terjadi sangat kecil sehingga *punch* dan *die* aman dari kemungkinan terjadinya kerusakan berupa perubahan bentuk atau ukuran akibat tekanan yang diterima pada selama proses *bending* dilakukan.



Gambar 12. *Displacement* yang terjadi pada pembebanan 9324 N

- *Reaction force*

Hasil analisis lainnya pada simulasi ini adalah *reaction force* sebagaimana terlihat pada gambar dibawah ini:

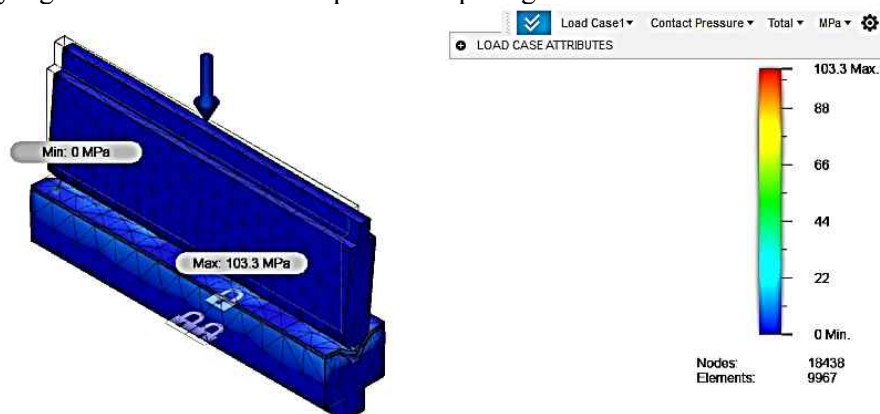


Gambar 13. *Reaction force* yang terjadi akibat aksi pembebanan 9324 N

Reaction force yang diperlihatkan pada gambar diatas merupakan gaya reaksi pada *die* akibat adanya gaya aksi yang diterima melalui *punch* untuk membending pelat sebesar 9324 N. *Reaction force* yang terbesar terjadi pada *bottom die* sebesar 156.8 N. *Reaction force* tersebut hanya 1,682 % dari gaya reaksi yang diterima (*action force*) sehingga desain *die* pembentuk aman dari kemungkinan terjadi kerusakan akibat gaya *bending* yang diberikan tersebut.

- *Contact Pressure*

Contact pressure yang dari hasil simlasi ini dapat dilihat pada gambar 14 berikut ini:



Gambar 14. *Reaction force* yang terjadi akibat aksi pembebanan 9324 N

Hasil analisis simulasi menunjukkan bahwa *contact pressure* antara permukaan benda kerja pelat dengan permukaan *die* juga pada permukaan radius *punch* dengan benda kerja pelat. Adapun besarnya tegangan yang terjadi akibat *contact pressure* ini yaitu sebesar 0 s.d 103.3 MPa. Besar *contact pressure* ini sekitar 0% s.d 7.691 % dari kekuatan tarik maksimum material *punch* dan *die*. Dengan demikian *punch* dan *die* aman dari kerusakan akibat *contact pressure* antara permukaan pelat, *punch* dan *die*.

Berdasarkan hasil analisis kelima parameter diatas menunjukkan bahwa dari segi kekuatan maka material yang *punch* dan *die* hasil desain layak dan aman untuk diaplikasikan. Hasil analisis ini belum mempertimbangkan biaya material tersebut.

IV. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil desain dapat disimpulkan bahwa alat *Bending V* terdiri dari tiga sub komponen utama yaitu sub rakitan yakni sub rakitan rangka, sub rakitan *press tool* dan sub komponen sistem penggerak dan otomasi. Adapun hasil desain dan analisis ini didapatkan satu model alat bending V dengan spesifikasi ukuran tinggi rangka 750 mm, lebar rangka 650 mm, panjang langkah hidrolik 150 mm dan diameter kawat pegas tarik 5mm. Selain itu sudut *punch* penekan 85° dan radius *punch* 1,5 mm sedangkan sudut *dies* 85°, lebar bukaan V *die* 33 mm dan, kapasitas garis *bending die* 300 mm. Material *punch* dan *die* yang dipilih yaitu *steel* AISI 1045.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Gautama P, Ka'ka S, Suyuti MA, Susanto TA. Desain Prototipe Alat Press Tool untuk Pembuatan O-Ring Sistem Pneumatik. Jurnal Sinergi Jurusan Teknik Mesin. 2019 May
- [2] Nur R, Suyuti MA. Perancangan mesin-mesin industri. Deepublish; 2018 Jan 16.
- [3] Wibowo TA. Perancangan dan analisis kekuatan konstruksi mesin tekuk plat hidrolik.
- [4] Suyuti MA, Nur R, Muhammad I. Perancangan Alat Proses Tekuk (Teori dan Aplikasi. Deepublish; 2019 Oktober
- [5] Arief RK. Perancangan Alat Uji Tekuk Sederhana. Menara Ilmu. 2017;11(74).
- [6] Suyuti MA. Rancang Bangun Simpel Press Tool untuk Bending V Bottoming. Jurnal Sinergi Jurusan Teknik Mesin. 2019 May 26;13(2):160-73.
- [7] Antoni HT. *Perancangan Mesin Bending Dengan Tenaga Hidrolik* (Doctoral dissertation, President University).
- [8] Muhammad AS, Rusdi N, Muhammad I, inventors. Alat Press Pelat Logam. 2019 Mar 22.
- [9] Lubis AS. Perancangan Ulang Alat Penekuk Begel Menggunakan Sistem Pneumatik.
- [10] Muhammad AS, Rusdi N, Muhammad I. Springback Hasil Proses Tekuk Bentuk "V" "Pelat Baja Karbon St. 60 Ketebalan 4 mm.
- [11] Pammu I, Israkwaty I. Rancang Bangun Alat Bending Pelat Manual. Prosiding. 2018 Dec 1;4(1).
- [12] Suyuti MA, Nur R. The Influence of Punch Angle on the Spring Back during V-Bending of Medium Carbon Steel. In *Advanced Materials Research 2015* (Vol. 1125, pp. 157-160). Trans Tech Publications.
- [13] Marsis W, Toro I. Perancangan Mesin Bending Dengan Memanfaatkan Sistem Dongkrak Hidrolik Sederhana. Jurnal Mesin Teknologi. 2007 Dec 1;1(2).
- [14] Suyuti MA, Iswar M, Nur R. Effect of Punch Parameters on Springback for Mild Carbon Steel in A V-Shape Bending Process. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 2019 Jun* (Vol. 541, No. 1, p. 012015). IOP Publishing.
- [15] Sularso KS. *Dasar-Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Cetakan Kedelapan, PT. Pradya Paramita, Jakarta. 1994.
- [16] Mulyanto T. Analisis Proses Kerja Mesin Penekuk Plat Pneumatik. Mekanikal: Jurnal Ilmiah Teknik Mesin. 2016;14(2):71-82.k. fakultas teknologi industri, universitas Gunadharma.
- [17] Kazan R, Fırat M, Tiryaki AE. Prediction of springback in wipe-bending process of sheet metal using neural network. *Materials & design*. 2009 Feb 1;30(2):418-23.